

For citation: Zhang Zhipeng. Design and performance verification of hydraulic system for 160T three-beam four-column hydraulic press // Grand Altai Research & Education — Выпуск 1 (26)'2026 (DOI: 10.25712/ASTU.2410-485X.2026.01) — EDN: <https://elibrary.ru/RTSYYY>

UDK 628.931

DESIGN AND PERFORMANCE VERIFICATION OF HYDRAULIC SYSTEM FOR 160T THREE-BEAM FOUR-COLUMN HYDRAULIC PRESS

Zhang Zhipeng¹

¹ Hubei Digital Textile Equipment Key Laboratory, Wuhan Textile University, Wuhan, 430073, China
E-mail: 2350743169@qq.com

Abstract. Aiming at the plastic material forming process requirements of 160T three-beam four-column hydraulic press, this paper completes the design and performance verification of its hydraulic system. The load boundary of the system was clarified through the load characteristic analysis of the main hydraulic cylinder and ejection hydraulic cylinder. A double-pump oil supply hydraulic system was designed to realize the preset action cycle of the main cylinder and the core functions of the ejection cylinder. The selection and matching of core components such as hydraulic pump and control valve were completed. Finally, the pressure loss and temperature rise of the system were checked. The results show that the maximum working pressure of the system is 22.2MPa, the total pressure loss in fast return condition is 0.117MPa, the oil temperature rise in working feed condition is 21.16°C, and the thermal equilibrium temperature is 46.16°C, which is far lower than the maximum allowable temperature of the hydraulic system. The system meets all design requirements, with stable operation, reliable pressure holding and small hydraulic impact, which can provide reference for the system design of the same type of hydraulic presses.

Keywords: hydraulic press; hydraulic system design; load analysis; component selection; performance verification

160T 三梁四柱式液压机液压系统设计与性能验证

张志鹏¹

¹ 武汉纺织大学, 湖北省数字化纺织装备重点实验室, 中国武汉, 430073
E-mail: 2350743169@qq.com

摘要: 针对 160T 三梁四柱式液压机的塑性材料成型工艺需求, 本文完成了其液压系统的设计与性能验证。通过对主液压缸与顶出液压缸进行负载特性分析, 明确了系统载荷边界; 设计双泵供油液压系统, 实现了主缸预设动作循环与顶出缸的核心功能; 完成了液压泵, 控制阀等核心元件的选型匹配; 最终对系统压力损失与发热温升进行了验算。结果表明: 系统最大工作压力 22.2MPa, 快退工况总压力损失 0.117MPa, 工进工况油液温升 21.16°C, 热平衡温度 46.16°C, 远低于液压系统许用最高温度。该系统满足全部设计要求, 运行平稳, 保压可靠, 液压冲击小, 可为同类型液压机系统设计提供参考。

关键词: 液压机; 液压系统设计; 负载分析; 元件选型; 性能验算

0 引言

液压机是以液压油为工作介质, 依靠液压传动系统实现能量转换与传递。

的成型加工设备, 凭借出力大, 调速范围宽, 载荷适应性强, 控制精度高等优势, 广泛应用于机械制造, 汽车工业, 航空航天, 粉末冶金等领域。三梁四柱式结构因具有结构刚度高, 导向精度好, 抗偏载能力强的特点, 是中大型通用液压机的主流结构形式。

液压系统是液压机的核心组成部分, 其性能直接决定了液压机的工作精度, 运行稳定性与生产效率。针对 160T 通用液压机的成型工艺需求, 本文开展液压

系统的设计与验证工作. 该液压机需满足金属零件弯曲, 冲压, 压装, 冷挤成型, 以及塑料制品, 粉末制品的压制成型工艺, 要求系统具备平稳的快慢速切换, 可靠的保压性能, 无冲击的泄压回程, 以及自动充液补油等功能. 本文通过负载特性分析明确液压缸的载荷边界, 完成液压系统方案设计与关键元件选型, 并通过压力损失与温升验算验证系统的可靠性, 为同类型液压机的系统设计提供参考.

1 液压机概述

1.1 设计课题

设计 160T 液压压力机, 适用于塑性材料的压制工艺, 如弯曲, 冲压, 压装, 冷挤金属 零件成型, 塑料制品及粉末制品的压制成型.

压力机为三梁四柱式结构, 由上, 下两个液压缸及液压系统 组成, 其中: 上滑块有四柱导向, 上液压缸驱动, 实现 “快速下行→慢速加压→保压延时→快速回程→原位停止” 的动作循环. 下液压缸位于下工作台中间孔内, 驱动下滑块实现 “向上顶出→向下退回” 的动作循环, 或者 “浮动压边下行→停止→顶出” 的动作循环 [1]. 见图 1.



图 1. 三梁四柱式液压压力机示意图
Figure 1. Schematic diagram
of a three-beam four-column
hydraulic press

1.2 原始数据

主液压缸 (上液压缸):

主液压缸 (上液压缸) 最大工作负载力: 1600kN;

主液压缸 (上液压缸) 运动部件重量: 450kg;

快进最高速度: 110mm/s; 快退最高速度: 100mm/s;

工进速度: 10mm/s;

上液压缸最大行程长度: 500mm, 其中快进行程 180mm;

静摩擦系数和动摩擦系数: $f_1 = 0.2$, $f_2 = 0.1$;

加速, 减速时间: 约 0.2 秒;

顶出液压缸 (下液压缸):

下液压缸顶出力: 400kN;

下液压缸运动部件重量: 100kg;

退回最高速度: 100mm/s;

顶出最高速度: 20mm/s;

顶出行程长度: 250mm;

静摩擦系数和动摩擦系数: $f_1 = 0.2, f_2 = 0.1$;

加速, 减速时间: 约 0.2 秒.

1.3 系统设计要求

保压: 当上液压缸上腔压力达到设定值后, 自动进入保压阶段, 保压时间约 10s (时间 可调), 保压期间, 泵卸荷;

快进转工进时要平稳可靠;

自动充液补油: 上液压缸靠滑块自重下降 (快进行程), 需要有充液回路, 补充主液压泵的流量不足.

上液压缸泄压: 高压大容量液压缸中储存的能量缓慢释放, 以避免突然释放压力时产生 较大的液压冲击 [2].

2 负载分析

负载分析中, 暂不考虑回油腔的背压力, 该三梁四柱液压缸由于是竖直放置, 导轨处正压力主要由密封装置施加, 由于摩擦力较低 (橡塑组合密封装置摩擦因数 0.020.04), 液压缸的密封装置产生的摩擦阻力在机械效率中加以考虑. 因工作部件是竖直放置的, 这样需要考虑的力为惯性力和上, 下液压缸运动部件的重力.

设导轨的静摩擦力为 F_{fs} , 动摩擦力为 F_{fd} , 由于密封圈和导轨的动摩擦因数较低, 静摩擦力和动摩擦力不予考虑. 并且设液压缸的机械效率均为 $\eta_m=0.95$.

2.1 惯性力计算:

对主液压缸 (上液压缸):

快进过程惯性力:

$$F_{m1up} = m \frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{450 \times 110 \times 10^{-3}}{0.2} N = 247.5 N \quad (1)$$

快退过程惯性力:

$$F_{m2up} = m \frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{450 \times 100 \times 10^{-3}}{0.2} N = 225 N \quad (2)$$

对顶出液压缸 (下液压缸):

快进过程惯性力:

$$F_{m1down} = m \frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{100 \times 20 \times 10^{-3}}{0.2} N = 10 N \quad (3)$$

快退过程惯性力:

$$F_{m2down} = m \frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{100 \times 100 \times 10^{-3}}{0.2} N = 50 N \quad (4)$$

2.2 上, 下液压缸最大工作负载:

$$F_{tup} = 160t = 1.6 \times 10^6 N$$

$$F_{tdown} = 400kN = 4 \times 10^5 N$$

设液压缸的机械效率 $\eta_m=0.95$, 则可以算出液压缸在各工作阶段的机械负载, 上液压缸见表 1, 下液压缸见表 2.

表 1. 上液压缸在各工作阶段的总机械负载

Table 1. Total mechanical load of the upper hydraulic cylinder in each working stage

运动阶段	计算公式	总机械负载 F/N
起动	$F = G/\eta_m$	4736.84
加速进	$F = (G - F_{m1up})/\eta_m$	4476.31
快进	$F = G/\eta_m$	4736.84
工进	$F = (F_{tup} - G)/\eta_m$	1679473.68
加速退	$F = (G + F_{m2up})/\eta_m$	4973.68
快退	$F = G/\eta_m$	4736.84

注: 上液压缸运动部件 $G=4500N$.

表 2. 下液压缸在各工作阶段的总机械负载

Table 2. Total mechanical load of the lower hydraulic cylinder in each working stage

运动阶段	计算公式	总机械负载 F/N
加速进	$F = (G + F_{m1down} + F_{tdown})/\eta_m$	422115.79
快进	$F = (G + F_{tdown})/\eta_m$	422105.26
加速退	$F = (G - F_{m2down})/\eta_m$	1000
快退	$F = G/\eta_m$	1052.63

注: 下液压缸运动部件 $G=1000N$.

3 液压元件的选择

根据液压阀块在系统中的最高工作压力与通过该阀的最大流量, 可选出液压阀的型号以及规格. 溢流阀按照液压泵的最大流量选取. 并且根据最小稳定流量应满足执行机构最低稳定速度的要求选择节流阀和调速阀.

表 3. 液压系统明细表

Table 3. Detailed List of Hydraulic System

序号	元件名称	规格	型号
1	柱塞泵	355ml/r	A7V355
2	叶片泵	14.3ml/r	YB-A14B
3	直动式溢流阀	16L/min	DT-02-*-22
4	先导型溢流阀	400L/min	BT-10-※-32

被选定阀的额定压力和额定流量应大于或等于系统的最大工作压力和阀的实际流量,必要时通过阀的实际流量可略大于该阀的额定流量,但不应超过 20%,以免压力损失过大,引起噪声和发热 [2].

4 液压系统性能的验算

4.1 压力损失验算

快退时,液压缸无杆腔的回油量是进油量的两倍,其压力损失比快进时要大,因此必须计算快退时进油路与回油路的压力损失.

取进油管和回油管的长度均为 $l=3\text{m}$ (考虑到软管在通入液压油时,会出现长度方向上的收缩变形,一般收缩量为长度的 3%~4%,因此取较长值),油管直径 $d=40\times 10^{-3}\text{m}$,液压系统选用 N32 号液压油,考虑最低工作温度为 15 摄氏度,由手册查出此时油的运动粘度 $\nu=1.5\text{st}=1.5\text{cm}^2/\text{s}$,油的密度 $\rho=900\text{kg}/\text{m}^3$,液压系统元件采用集成块式的配置形式.通过的流量为:进油路 $q_1=200\text{L}/\text{min}=3.33\times 10^{-3}\text{m}^3/\text{s}$,回油路 $q_2=400\text{L}/\text{min}=6.67\times 10^{-3}\text{m}^3/\text{s}$.

(若进油路流量取主泵最大流量 $355\text{L}/\text{min}$,则根据流量连续性方程,有杆腔与无杆腔面积之比为 1:2 可以得出进油路流量与回油路流量之比也为 1:2,此时回油路最大流量为 $q=355\times 2\text{L}/\text{min}=710\text{L}/\text{min}$,超过了油管推荐流量值 [3]).

1. 确定油流的流动状态:

$$\text{Re} = \frac{vd}{\nu} \times 10^4 = \frac{1.2732q}{d\nu} \times 10^4 \quad (5)$$

式中 v — 平均流速 (m/s);

d — 油管内径 (m);

ν — 油的运动黏度 (cm^2/s);

q — 通过的流量 (m^3/s).

则进油路中液流的雷诺数为

$$\text{Re}_1 = \frac{1.2732 \times 3.33 \times 10^{-3}}{40 \times 10^{-3} \times 1.5} \times 10^4 \approx 706.62 < 2300 \quad (6)$$

回油路中液流的雷诺数为

$$\text{Re}_2 = \frac{1.2732 \times 6.67 \times 10^{-3}}{40 \times 10^{-3} \times 1.5} \times 10^4 \approx 1413.25 < 2300 \quad (7)$$

由上可知,进回油路中的流动都是层流.

5	远程调压阀	2L/min	YTF3-E6B
6	电液换向阀	500L/min	S-DSHG-06-2B※-※-51
7	压力继电器	35MPa	ST-02-K-20
8	电磁换向阀	120L/min	DSG-03-2D2-※-50
9	液控单向阀	250L/min	CP※G-10-E-50-50
10	背压阀	63L/min	DBDS10P10/31.5
11	外控顺序阀	80L/min	DZ10DP1-50/210X
12	液动换向阀	32MPa	HWH32E/O6
13	单向阀	250L/min	CRT-10-50-50
14	液控单向阀	250L/min	CP※G-10-E-50-50
18	溢流阀	250L/min	DBDSP20P10B
19	节流阀	31.5MPa	MG6G1.2B
20	背压阀	63L/min	DBDS10P10/31.5
21	电液换向阀	500L/min	S-DSHG-06-2B※-※-51
22	压力表	最大量程 60MPa	YN-60

2. 沿程压力损失 $\Sigma\Delta p_\lambda$

沿程压力损失的计算

$$\Sigma\Delta p_\lambda = \frac{64}{Re} \times \frac{l}{d} \times \frac{\rho V^2}{2} \quad (8)$$

在进油路上, 流速 $v = \frac{4q_1}{\pi d^2} = \frac{4 \times 0.00333}{3.14 \times 40^2 \times 10^{-6}} m/s = 2.65 m/s$, 压力损失为;

$$\Delta p_{\lambda 1} = \frac{64}{Re} \times \frac{l}{d} \times \frac{\rho V^2}{2} = \frac{64 \times 1.8 \times 900 \times 2.65^2}{706.62 \times 40 \times 10^{-3} \times 2} Pa \approx 0.012 MPa \quad (9)$$

在回油路上, 流速 $v = \frac{4q_2}{\pi d^2} = \frac{4 \times 0.00667}{3.14 \times 40^2 \times 10^{-6}} m/s \approx 5.31 m/s$, 则压力损失为:

$$\Delta p_{\lambda 2} = \frac{64}{Re} \times \frac{l}{d} \times \frac{\rho V^2}{2} = \frac{64 \times 1.8 \times 900 \times 5.31^2}{1413.25 \times 40 \times 10^{-3} \times 2} Pa \approx 0.025 MPa \quad (10)$$

3. 局部压力损失

由于采用集成块式的液压装置, 所以只考虑阀类元件和集成块内油路的压力损失. 忽略阀类元件局部压力损失, 若取集成块进油路的压力损失 $\Delta P_{j1} = 0.03 \times 10^6 Pa$, 回油路压力损失 $\Delta P_{j2} = 0.05 \times 10^6 Pa$, 则.

进油压力总损失:

$$\Sigma\Delta P_1 = \Delta P_{\lambda 1} + \Delta P_{j1} = (0.012 + 0.03) \times 10^6 Pa = 0.042 \times 10^6 Pa \quad (11)$$

回油压力总损失:

$$\Sigma\Delta P_2 = \Delta P_{\lambda 2} + \Delta P_{j2} = (0.025 + 0.05) \times 10^6 Pa = 0.075 \times 10^6 Pa \quad (12)$$

快退时液压缸负载 $F = 4736.84 N$, 则快退时液压缸的工作压力为

$$p_1 = \frac{F + \Sigma\Delta P_2 A_1}{A_2} = \frac{4736.84 + 0.075 \times 10^6 \times 0.080384}{0.048984} Pa = 0.22 \times 10^6 Pa \quad (13)$$

按式

$$p_P = p_1 + \Sigma\Delta P_1 \quad (14)$$

得快退时液压泵的工作压力;

$$p_P = p_1 + \Sigma\Delta P_1 = (0.22 + 0.042) \times 10^6 Pa = 0.262 \times 10^6 Pa \quad (15)$$

4.2 液压系统的发热和温升验算

在整个工作循环中, 工进阶段占用的时间最长, 所以系统的发热主要是工进阶段造成的, 故按工进工况验算系统温升 [4].

工进时电动机输出功率为 21.3kW 可知

$$P_1 = 21.3 kW$$

由式

$$P_2 = Fv \quad (16)$$

得工进时液压缸的输出功率:

$$P_2 = Fv = 1679473.68 \times 0.01 \times 10^{-3} kW = 16.79 kW$$

由式

$$\Phi = P_1 - P_2 \quad (17)$$

系统总的发热:

$$\Phi = P_1 - P_2 = (21.3 - 16.79) kW = 4.51 kW$$

已知油箱容积 $V=3232.9L$

如果油箱三个边长的比例在 1:1:1 至 1:2:3 范围内, 且油面高度为油箱高度的 80%, 则其散热面积 $A(m^2)$ 由式

$$A = 0.065 \sqrt[3]{V^2} \quad (18)$$

得油箱近似散热面积:

$$A = 0.065 \sqrt[3]{V^2} = 0.065 \sqrt[3]{3232.9^2} m^2 = 14.21 m^2$$

假定通风良好, 取油箱散热系数 $C_T = 15 \times 10^{-3} kW/(m^2 \cdot ^\circ C)$, 根据公式

$$\Delta T = \frac{\Phi}{C_T A} \quad (19)$$

式中 C_T — 油箱散热系数 $[kW/(m^2 \cdot ^\circ C)]$, 对自然冷却通风良好时 $C_T = (1517) \times 10^{-3}$.

得油液升温:

$$\Delta T = \frac{\Phi}{C_T A} = \frac{4.51}{15 \times 10^{-3} \times 14.21} ^\circ C \approx 21.16 ^\circ C$$

设环境温度 $T_2=25^\circ C$,

则热平衡温度:

$$T_1 = T_2 + \Delta T = 25^\circ C + 21.16^\circ C = 46.16^\circ C \leq [T_1] = 55^\circ C$$

式中 $[T_1]$ — 最高允许温度. 对一般机床, $[T_1]=55^\circ C$.

所以油箱散热基本可达到要求 [5].

5 结论

本文针对 160T 三梁四柱式液压机的成型工艺需求, 完成了液压系统全流程设计与性能验证. 通过负载特性分析明确了液压缸载荷边界, 设计了双泵供油的液压系统方案, 实现了预设的动作循环与核心功能; 完成了液压缸, 液压泵, 电机, 控制阀等核心元件的参数计算与选型匹配; 通过压力损失与温升验算, 验证了系统的可靠性.

结果表明, 所设计的液压系统满足全部设计要求, 系统压力损失在许用范围内, 热平衡温度远低于液压油许用最高温度, 系统运行平稳, 保压可靠, 液压冲击小, 可满足金属与非金属材料的压制成型工艺需求, 可为同类型中大型液压机的液压系统设计提供参考.

参考文献

- [1] 罗相文, 李俊国, 陈国扬. 四柱液压机底缸结构改进 [J]. 液压气动与密封, 2023, 43(02):71-73.
- [2] 王芳, 闫金良. 四柱液压机立柱加工及其热处理工艺分析 [J]. 锻压装备与制造技术, 2025, 60(05):70-71. DOI: 10.16316/j.issn.1672-0121.2025.05.015.
- [3] 刘富文, 周威豪, 李清野, 等. 30MN 三梁四柱式双动拉伸液压机机身的有限元分析及轻量化设计 [J]. 锻压技术, 2023, 48(02):161-167. DOI: 10.13330/j.issn.1000-3940.2023.02.020.
- [4] 徐大春. 四柱式液压机液压系统改进 [J]. 湖北农机化, 2019, (24):153.
- [5] 盛明泽, 杨彦洁, 康瑞龙. 四柱式液压机液压油冷却系统设计 [J]. 化工管理, 2016, (26):14.

References

- [1] Luo Xiangwen, Li Junguo, Chen Guoyang. Structural Improvement of Bottom Cylinder for Four-Column Hydraulic Press[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2023, 43(02): 71-73.
- [2] Wang Fang, Yan Jinliang. Machining and Heat Treatment Process Analysis of Columns for Four-Column Hydraulic Press[J]. Forging Equipment & Manufacturing Technology, 2025, 60(05): 70-71. DOI: 10.16316/j.issn.1672-0121.2025.05.015.
- [3] Liu Fuwen, Zhou Weihao, Li Qingye, et al. Finite Element Analysis and Lightweight Design of 30MN Three-Beam Four-Column Double-Action Drawing Hydraulic Press Frame [J]. Forging & Stamping Technology, 2023, 48(02): 161-167. DOI: 10.13330/j.issn.1000-3940.2023.02.020.
- [4] Xu Dachun. Improvement of Hydraulic System for Four-Column Hydraulic Press [J]. Hubei Agricultural Mechanization, 2019, (24): 153.
- [5] Sheng Mingze, Yang Yanjie, Kang Ruilong. Design of Hydraulic Oil Cooling System for Four-Column Hydraulic Press [J]. Chemical Enterprise Management, 2016, (26): 14.